

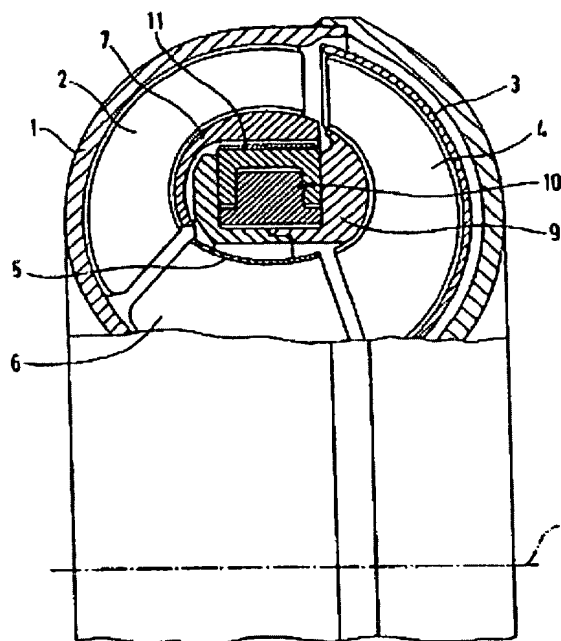
Centrifugal bridging clutch for hydrodynamic torque converters - has resetting spring assemblies with temp.-dependent operation, with increased rigidity at temp. reduction

Patent number: DE3917986
Publication date: 1990-08-02
Inventor:
Applicant:
Classification:
- International: F16D43/18; F16H45/02
- european: F16D43/18; F16H45/02
Application number: DE19893917986 19890602
Priority number(s): DE19893917986 19890602

Abstract of DE3917986

The clutch has centrifugal body sets on a driver ring so that at sufficient centrifugal force the friction faces of the bodies bear radially against the inside of an enclosing cylinder. Resetting spring assemblies (15) respond to temp. to progressively stiffen with reduced temp. of the hydraulic medium, or hydrodynamic clutch. Pref. the centrifugal body sets are reset by springs formed from elastomer elements (17) of a material which progressively stiffens as the medium cools. **ADVANTAGE** - Rapid attainment of operating temp., and reliable maintenance of the latter.

Fig. 1



Data supplied from the **esp@cenet** database - Worldwide

THIS PAGE BLANK (USP 111)

①9 BUNDESREPUBLIK
DEUTSCHLAND



DEUTSCHES
PATENTAMT

⑫ Patentschrift
⑪ DE 39 17 986 C 1

⑤1 Int. Cl. 5:
F 16 H 45/02
F 16 D 43/18

⑳ Aktenzeichen: P 39 17 986.9-12
㉑ Anmeldetag: 2. 6. 89
㉒ Offenlegungstag: —
㉓ Veröffentlichungstag
der Patenterteilung: 2. 8. 90

DE 39 17 986 C 1

Innerhalb von 3 Monaten nach Veröffentlichung der Erteilung kann Einspruch erhoben werden

⑦3 Patentinhaber:
Deutsche Automobilgesellschaft mbH, 3000
Hannover, DE

⑦2 Erfinder:
Klink, Rainer, Dipl.-Ing. (FH), 7053 Kern, DE;
German, Johann, 7056 Weinstadt, DE

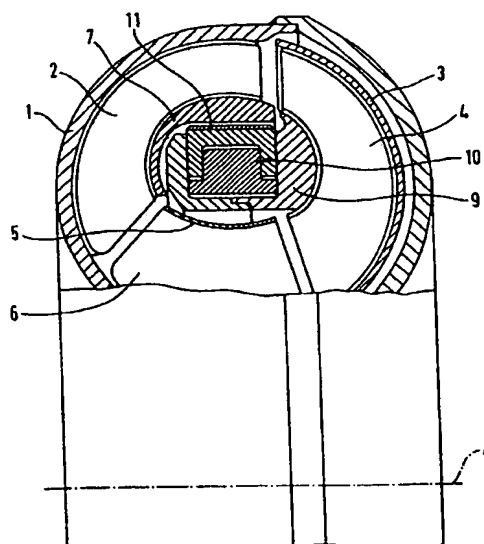
⑤6 Für die Beurteilung der Patentfähigkeit
in Betracht gezogene Druckschriften:

DE-PS 33 38 776
DE-OS 27 43 595
US 26 52 816

⑤4 Fliehkraftbetätigte Überbrückungskupplung für hydrodynamische Drehmomentwandler

Die fliehkraftbetätigte Kupplung besitzt Rückstellfederaggregate, deren Federkennung in Abhängigkeit von der Temperatur des Hydraulikmediums im Drehmomentwandler verändert wird, derart, daß die Überbrückungskupplung bei sehr niedrigen Hydrauliktemperaturen erst bei deutlich erhöhten Drehzahlen bzw. überhaupt nicht wirksam wird. Dadurch wird der hydraulische Schlupf im Drehmomentwandler verstärkt, mit der Folge, daß die Hydrauliktemperatur schnell den Sollwertbereich erreicht.

Fig. 1



DE 39 17 986 C 1

Die Erfindung betrifft eine fliehkraftbetätigte Überbrückungskupplung für hydrodynamische Drehmomentwandler und Kupplungen mit einem Mitnehmerring, an dem durch Rückstellfederaggregate nach radial innen gedrückte Fliehkörperaggregate radial beweglich angeordnet sind, sowie mit einer Zylindertrommel mit einer den Mitnehmerring bzw. die Fliehkörperaggregate umschließenden inneren Zylinderfläche, auf die sich die Fliehkörperaggregate bei hinreichender Fliehkraft mit an ihnen angeordneten Reibflächen anlegen.

Derartige Überbrückungskupplungen werden beispielsweise in den deutschen Patentschriften 27 43 595 und 33 38 776 beschrieben. Aus diesen Druckschriften kann insbesondere entnommen werden, daß die Überbrückungskupplungen innerhalb eines hydrodynamischen Drehmomentwandlers in dem torusförmigen Raum zwischen Pumpenrad, Turbinenrad und Leitrad des Drehmomentwandlers mit Vorteil untergebracht werden können.

Hinsichtlich der hydrodynamischen Drehmomentwandler ist grundsätzlich bekannt, daß ein optimales Betriebsverhalten nur innerhalb eines erhöhten Bereiches der Temperatur des die hydrodynamische Drehmomentübertragung bewirkenden Hydraulikmediums, üblicherweise ein Hydrauliköl (ATF), gewährleistet ist.

Die typischerweise verwendeten Hydraulikmedien besitzen bei tiefen Temperaturen eine stark erhöhte Viskosität, welche zu einem "harten" Arbeiten des Drehmomentwandlers bei tiefen Temperaturen führt. Dies wird insbesondere nach längeren Stillstandszeiten des Drehmomentwandlers bei sehr tiefen Außentemperaturen, insbesondere bei Frostperioden, merklich.

Zwar erreicht die Temperatur des Hydraulikmediums beim Betrieb des Drehmomentwandlers durch innere Reibung im Hydraulikmedium im allgemeinen innerhalb sehr kurzer Zeit das wünschenswerte Betriebsniveau, vorausgesetzt, daß der hydrodynamische Drehmomentwandler hydrodynamisch belastet wird, d.h. mit mehr oder weniger großem hydraulischen Schlupf arbeitet.

Die Überbrückungskupplungen sollen jedoch den hydraulischen Schlupf bei erhöhter Drehzahl des Einganges bzw. des Pumpenrades des Wandlers vermindern bzw. ausschalten, um die mit dem Schlupf einhergehenden Übertragungsverluste zu vermeiden. Dadurch kann aber das Erreichen der gewünschten Betriebstemperatur des Hydraulikmediums in unerwünschter Weise verzögert werden.

Das oben aufgezeigte Problem wurde bislang nicht zufriedenstellend gelöst. Die US-PS 26 52 816 zeigt lediglich eine fliehkraftbetätigte Überbrückungskupplung, welche dazu dient, den Ventilator einer Brennkraftmaschine drehzahlabhängig einzuschalten. Bei kaltem Motor ist allerdings eine Einschaltung des Ventilators in jedem Falle unerwünscht, weil dadurch das Motorkühlmittel seine Betriebstemperatur nicht genügend schnell erreichen könnte. Deshalb ist gemäß der US-PS 26 52 816 eine thermostatgesteuerte Verriegelung für die Fliehkraftelemente der Fliehkraftkupplung vorgesehen, um die Fliehkraftkupplung bei kaltem Motor immer offenzuhalten.

Aufgabe der Erfindung ist es nun, für hydrodynamische Drehmomentwandler bzw. Kupplungen, die mit einer fliehkraftbetätigten Überbrückungskupplung versehen sind, eine Anordnung zu schaffen, mit der die wünschenswerte Betriebstemperatur des Hydraulikmediums des Drehmomentwandlers bzw. der hydrodynamischen

Kupplung schnell erreicht und sicher aufrechterhalten werden kann.

Diese Aufgabe wird mit einer fliehkraftbetätigten Überbrückungskupplung der eingangs angegebenen Art gelöst, indem die Rückstellfederaggregate selbst temperaturabhängig arbeiten, und zwar im Sinne einer bei absinkenden Temperaturen des Hydraulikmediums des Drehmomentwandlers bzw. der hydrodynamischen Kupplung progressiv zunehmenden Versteifung.

Die Erfindung beruht auf dem allgemeinen Gedanken, durch eine temperaturabhängige Federkennung der Rückstellfederaggregate, welche jeweils etwa gleiche Temperatur wie das Hydraulikmedium im Drehmomentwandler bzw. in der hydrodynamischen Kupplung haben, zu bewirken, daß die Überbrückungskupplung bei sehr niedrigen Hydrauliktemperaturen erst bei deutlich erhöhten Drehzahlen bzw. überhaupt nicht wirksam wird. Damit kann der zwangsläufig erhöhte hydraulische Schlupf im Drehmomentwandler bzw. in der hydrodynamischen Kupplung für eine schnelle Annäherung der Temperatur des Hydraulikmediums an die Soll-Betriebstemperatur ausgenutzt werden.

Ein besonderer Vorzug der Erfindung liegt darin, daß das gewünschte Betriebsverhalten in konstruktiv äußerst einfacher Weise erreichbar ist.

Es genügt nämlich, wenn vom Hydraulikmedium des Drehmomentwandlers bzw. der hydrodynamischen Kupplung beaufschlagte bzw. damit in wärmeleitender Verbindung stehende Elastomerkörper aus einem sich unterhalb der Soll-Betriebstemperatur des Hydraulikmediums mit sinkender Temperatur progressiv versteifendem Material als Federaggregate der Rückstellfederaggregate angeordnet sind, wie es gemäß einer bevorzugten Ausführung der Erfindung vorgesehen ist.

Des weiteren ist vorteilhaft, daß ein mit der erfindungsgemäßen Überbrückungskupplung versehener Wandler in erster Linie für ein optimales Verhalten bei Betriebsphasen mit größeren Differenzen zwischen den Drehzahlen von Pumpenrad und Turbinenrad, d.h. bei Betriebsphasen mit Drehmomentverstärkung, ausgelegt werden kann. Dagegen ist es von untergeordneter Bedeutung, ob der Wandler auch noch bei Annäherung der Drehzahlen von Pumpenrad und Turbinenrad arbeitet, denn bei diesen in der Regel erst bei größeren Drehzahlen auftretenden Betriebsphasen wird, jedenfalls sobald die Temperatur des Hydraulikmediums den Soll-Temperaturbereich erreicht hat, in der Regel die Überbrückungskupplung wirksam, die dann eine Gleichheit der Drehzahlen von Pumpenrad und Turbinenrad bewirkt.

Gemäß einer besonders vorteilhaften Ausführungsform der Erfindung ist vorgesehen, daß die Fliehkörperaggregate jeweils einen von den Rückstellfederaggregaten nach radial innen beaufschlagten inneren Fliehkörper sowie einen damit formschlüssig mit begrenzter Beweglichkeit in Radialrichtung verbundenen, die Reibflächen aufweisenden äußeren Fliehkörper besitzen, welcher relativ zum inneren Fliehkörper durch zwischen den Fliehkörpern wirksame Federaggregate nach radial außen gespannt ist, wobei diese Federaggregate in ähnlicher Weise wie die Rückstellfederaggregate temperaturabhängig arbeiten bzw. steuerbar sind.

Dabei können als Federaggregate zwischen den Fliehkörpern eines Fliehkörperaggregates vom Hydraulikmedium beaufschlagte bzw. damit in wärmeleitender Verbindung stehende Elastomerkörper aus einem sich unterhalb der Soll-Betriebstemperatur des Hydraulikmediums mit sinkender Temperatur progressiv

versteifenden Material auf Druck eingespannt sein.

Durch die temperaturabhängige Änderung der Federkennung der Federaggregate zwischen den Fliehkörpern der Fliehkörperaggregate sowie der auf die inneren Fliehkörper wirkenden Rückstellfederaggregate kann innerhalb eines weiten Temperaturbereiches ein gegenüber Temperaturänderungen des Hydraulikmediums weitgehend unempfindliches Betriebsverhalten der Überbrückungskupplung erreicht werden.

Wenn sich nämlich die Reibflächen der äußeren Fliehkörper auf die innere Zylinderfläche der Zylindertrommel aufgesetzt haben, können die äußeren Fliehkörper bei weiterer Drehzahlerhöhung keine zusätzliche Bewegung nach radial außen mehr ausführen. Eine derartige zusätzliche radiale Auswärtsbewegung ist in diesem Betriebszustand vielmehr nur noch den inneren Fliehkörpern möglich, die dabei die Rückstellfederaggregate sowie die Federaggregate zwischen äußeren und inneren Fliehkörpern zunehmend spannen, wobei die Reibflächen aufgrund der zunehmenden Spannung der letztgenannten Federaggregate entsprechend verstärkt gegen die innere Zylinderfläche der Zylindertrommel gedrängt werden. Wenn nun die Rückstellfederaggregate sowie die zwischen den Fliehkörpern wirksamen Federaggregate aufgrund niedriger Temperatur des Hydraulikmediums mit relativ großer Steifheit arbeiten, so können zwar die inneren Fliehkörper bei Drehzahlerhöhung nur vergleichsweise wenig nach radial außen auswandern; gleichwohl wird dabei die Andruckkraft zwischen äußeren Fliehkörpern und Zylindertrommel in ähnlicher Weise erhöht, wie es der Fall ist, wenn die inneren Fliehkörper bei erhöhter Hydrauliktemperatur und damit entsprechend weicheren Federaggregaten und Rückstellfederaggregaten vergleichsweise weit nach radial außen auswandern.

Als Rückstellfederaggregate sind bevorzugt Schraubenfedern mit von denselben umschlossenen zylinderstabförmigen Elastomerkörpern angeordnet, welche bei zunehmender Kompression bzw. Scherbeanspruchung der Rückstellfederaggregate sich mit ihrer Mantelfläche mit zunehmendem Druck an die Innenseite der Schraubenfederwindungen anlegen. Hier stellen die Schraubenfedern eine gewünschte Grundspannung der Rückstellfederaggregate her, während die Elastomerkörper einerseits eine Stabilisierung der Schraubenfedern und andererseits die gewünschte temperaturabhängige Veränderung der Federkennung der Rückstellfederaggregate bewirken. Darüber hinaus ermöglichen es diese Rückstellfederaggregate auch, die Fliehkörperaggregate bzw. deren innere Fliehkörper mit begrenzter Beweglichkeit in Umfangsrichtung des Mitnehmerringes anzuordnen, um die beim Einkuppeln auftretenden, in Umfangsrichtung wirkenden Reaktionskräfte weich und gedämpft durch eine Scherbeanspruchung der Rückstellfederaggregate aufzufangen.

Die zwischen den Fliehkörpern der Fliehkörperaggregate wirksamen Federaggregate sind bevorzugt als quader- bzw. kissenförmige Elastomerkörper ausgebildet, die in zwischen den Fliehkörpern ausgesparten Aufnahmeräumen untergebracht sind, welche durch wabenartige Aussparungen am einen Fliehkörper und gegenüberliegende Querrinnen am anderen Fliehkörper gebildet sein können.

Dabei sollten die jeweils dem anderen Fliehkörper benachbarten Ränder der Seitenflächen der Wannen und Rinnen nach auswärts abgerundet sein.

Außerdem sollten die Seitenwände der Rinnen und Wannen zum anderen Fliehkörper hin trichterartig er-

weitert sein.

Aufgrund dieser Maßnahmen können auch in Umfangsrichtung zwischen den Fliehkörpern wirkende Reaktionskräfte beim Auftreten von Drehmomentspitzen von den Federaggregaten gut aufgenommen und gedämpft werden.

Um den zwischen Pumpenrad, Turbinenrad und Leitrad zur Verfügung stehenden torusförmigen Raum optimal für die Überbrückungskupplung ausnutzen zu können, sollte die dem Pumpenrad zugewandte Seite der Zylindertrommel unmittelbar mit den Pumpenradschaufeln verbunden und schaufelseitig als Ringausschnitt der Mantelfläche eines torusartigen Körpers geformt sein.

In entsprechender Weise sollte die dem Turbinenrad zugewandte Seite des Mitnehmerringes unmittelbar mit den Turbinenradschaufeln verbunden und schaufelseitig ebenfalls als Ringausschnitt der Mantelfläche eines torusartigen Körpers geformt sein.

Bei dieser Bauweise haben also die Zylindertrommel sowie der Mitnehmerring eine Doppelfunktion, indem sie einerseits Teile der Überbrückungskupplung bilden und andererseits zur Führung des hydraulischen Mediums im Wandler dienen.

Im übrigen wird hinsichtlich bevorzugter Merkmale der Erfindung auf die Ansprüche sowie die nachfolgende Erläuterung bevorzugter Ausführungsbeispiele anhand der Zeichnung verwiesen.

Dabei zeigt

Fig. 1 einen ausschnittweisen Axialschnitt eines hydrodynamischen Wandlers mit der erfindungsgemäßen Überbrückungskupplung,

Fig. 2 eine ausschnittsweise Achsansicht der erfindungsgemäßen Überbrückungskupplung, teilweise aufgerissen bzw. radial geschnitten,

Fig. 3 einen Axialschnitt entsprechend der Schnittebene III-III in Fig. 2,

Fig. 4 einen Axialschnitt entsprechend der Schnittebene IV-IV in Fig. 2,

Fig. 5 einen Axialschnitt entsprechend der Schnittlinie V-V in Fig. 2,

Fig. 6 einen Querschnitt entsprechend der Schnittebene VI-VI in Fig. 2,

Fig. 7 einen der Fig. 4 entsprechenden Axialschnitt einer abgewandelten Ausführungsform, und

Fig. 8 einen weiteren der Fig. 4 entsprechenden Axialschnitt einer weiteren abgewandelten Ausführungsform.

Gemäß Fig. 1 sind in einem nicht dargestellten Wandlergehäuse ein mit einer nicht dargestellten Eingangswelle drehfest verbundenes, zur Achse A rotationssymmetrisches Pumpenrad 1 mit daran fest angeordneten Pumpenschaufeln 2, ein innerhalb des Pumpenrades untergebrachtes, zum Pumpenrad gleichachsiges und mit einer nicht dargestellten Ausgangswelle drehfest verbundenes Turbinenrad 3 mit Turbinenschaufeln 4 sowie zwischen Pumpenrad 1 und Turbinenrad 3 ein dazu gleichachsiges Leit- oder Reaktionsrad 5 mit Leit- bzw. Reaktionsschaufeln 6 angeordnet.

Die Pumpenschaufeln 2 sind mit einer Zylindertrommel 7 fest verbunden, deren schaufelseitige Oberfläche die Form eines Ringausschnittes einer Torusoberfläche aufweist und einen sogenannten Pumpenwulst bildet. Diese Zylindertrommel 7 besitzt eine innere Zylinderfläche 8, welche einen mit den Turbinenschaufeln 4 fest verbundenen Mitnehmerring 9 umschließt. Auf seiner den Turbinenschaufeln 4 zugewandten Seite ist der Mitnehmerring 9 nach Art eines ringförmigen Ausschnittes

einer Torusoberfläche geformt und bildet einen sogenannten Turbinenwulst. Im übrigen besitzt der Mitnehmerring 9 die Form einer nach radial außen geöffneten ringförmigen Rinne, die zur Aufnahme von Fliehkörperaggregaten 10 dient. Diese Fliehkörperaggregate 10, welche durch in Fig. 1 nicht dargestellte Rückstellfederaggregate nach radial einwärts in den Mitnehmerring 9 hineingedrängt werden, bewegen sich bei hinreichender Drehzahl des Mitnehmerrings unter dem Einfluß der Zentrifugalkraft nach radial auswärts, bis sie sich mit an ihnen angeordneten Reibflächen 11 auf die Zylinderfläche 8 der Zylindertrommel 7 auflegen und damit eine unmittelbare mechanische Antriebsverbindung zwischen Pumpenrad 1 und Turbinenrad 3 herstellen.

Die Zylindertrommel 7, der Mitnehmerring 9 sowie die Fliehkörperaggregate 10 stellen also die wesentlichen Teile einer fliehkraftbetätigten Überbrückungskupplung dar, welche bei hinreichender Drehzahl den im wesentlichen durch Pumpenrad 1, Turbinenrad 3 und Leitrad 5 gebildeten Wandler überbrückt.

Gemäß den Fig. 2 und 3 besitzt das Fliehkörperaggregat 10 einen inneren Fliehkörper 10' sowie einen äußeren Fliehkörper 10'', welcher den inneren Fliehkörper 10' an dessen axialen Stirnseiten gemäß den Fig. 3 und 6 mit wangenartigen Fortsätzen überlappt. Zwischen den wangenartigen Fortsätzen sind (vgl. die Fig. 2 und 6) axiale Stifte 12 angeordnet, die in den inneren Fliehkörpern 10' angeordnete Öffnungen 13 mit relativ großem Querschnitt durchsetzen. Dementsprechend besteht zwischen den inneren und äußeren Fliehkörpern 10' und 10'' ein Bewegungsspiel in Radial- sowie in Umfangsrichtung.

Zwischen den inneren und äußeren Fliehkörpern 10' und 10'' sind (vgl. die Fig. 2 und 3) durch quader- bzw. kissenförmige Elastomerkörper 14 gebildete Federaggregate auf Druck eingespannt, welche die inneren und äußeren Fliehkörper 10' und 10'' auseinanderzudrängen suchen. Die Elastomerkörper 14 sind dabei in zwischen den Fliehkörpern 10' und 10'' ausgesparten Aufnahmeräumen untergebracht, welche durch wannenförmige Ausnehmungen im äußeren Fliehkörper 10'' sowie durch axiale Rinnen im inneren Fliehkörper 10' gebildet werden. Die Seitenwände dieser Wannen und Rinnen gehen bogenförmig in den Boden von Wannen und Rinnen über und sind darüber hinaus zum jeweils anderen Fliehkörper 10' bzw. 10'' hin trichterförmig erweitert, wobei die dem jeweils anderen Fliehkörper 10' bzw. 10'' zugewandten Ränder der Seitenwandungen nach außen abgerundet sind. Aufgrund dieser Ausbildung der Wannen und Rinnen können sich die Elastomerkörper 14 hinreichend verformen, wenn die Fliehkörper 10' und 10'' sich radial aneinander annähern oder sich relativ zueinander in Umfangsrichtung bewegen. Gleichzeitig werden durch die genannte Form der Wannen und Rinnen Beschädigungen der Elastomerkörper 14 vermieden.

Zwischen einander in Umfangsrichtung benachbarten Enden der inneren Fliehkörper 10' jeweils unmittelbar benachbarter Fliehkörperaggregate 10 sind Rückstellfederaggregate 15 angeordnet (vgl. die Fig. 2 und 4). Diese bestehen im wesentlichen jeweils aus einer Schraubenfeder 16 sowie einem darin untergebrachten Elastomerkörper 17, welcher die Form eines kreiszylindrischen Stabes hat, dessen Außenumfang am Innenumfang der Schraubenfederwindungen anliegt. Die Stirnenden der Rückstellfederaggregate sind in napfartigen Vertiefungen von tellerartigen Widerlagern 18' und 18'' aufgenommen, zwischen denen die Rückstellfederag-

gregate 15 auf Druck eingespannt sind. Dabei ist das jeweils radial innen angeordnete Widerlager 18' zwischen stufenartigen Absätzen an den in Umfangsrichtung benachbarten Enden der benachbarten inneren Fliehkörper 10' sowie den Seitenwänden der vom Mitnehmerring 9 gebildeten Rinne axial unverrückbar festgehalten. Die radial äußeren Widerlager 18'' sind im Bereich der radial äußeren Ränder der Seitenwände des Mitnehmerrings 9 befestigt, beispielsweise durch Verschweißung od.dgl.

Die inneren Fliehkörper 10' sind am Mitnehmerring 9 mit Spiel in Umfangsrichtung sowie Radialrichtung formschlüssig gehalten. Dazu dienen zwischen den Stirnseiten des Mitnehmerrings 9 in Axialrichtung erstreckte Zapfen 19 bzw. darauf gelagerte Hülsen 20, welche an den inneren Fliehkörpern 10' angeordnete Öffnungen 21 durchsetzen, welche mit vergleichsweise großem Querschnitt in Radialrichtung sowie Umfangsrichtung ausgebildet sind und Schrägflächenabschnitte bzw. Rampen 21' aufweisen, deren Zweck weiter unten erläutert wird.

Die Zapfen 19 dienen außerdem zur Lagerung von doppelarmigen Hebeln 22, die jeweils beidseitig der von den Zapfen 19 durchsetzten inneren Fliehkörpern 10' schwenkgelagert sind. Die Arme der Hebel 22 wirken einerseits mit seitlichen Absätzen bzw. Vorsprüngen an den benachbarten inneren Fliehkörpern 10' und andererseits mit entsprechenden Vorsprüngen an den benachbarten äußeren Fliehkörpern 10'' zusammen, wobei zwischen den genannten Absätzen bzw. Vorsprüngen der inneren und äußeren Fliehkörper 10' und 10'' sowie den Hebelarmen ein Spiel verbleibt, solange die inneren und äußeren Fliehkörper 10' und 10'' durch die Elastomerkörper 14 in einem größeren Abstand voneinander gehalten werden, wie es beispielsweise in Fig. 2 dargestellt ist.

Die anhand der Fig. 2 bis 6 erläuterte Überbrückungskupplung arbeitet in der folgenden Weise:

Solange die Drehzahl des Mitnehmerrings 9, welcher mit dem Turbinenrad 3 (vgl. Fig. 1) drehfest verbunden ist, relativ gering bleibt, werden die durch die inneren und äußeren Fliehkörper 10' und 10'' gebildeten Fliehkörperaggregate 10 in der in Fig. 2 dargestellten Lage gehalten. Sobald die Drehzahl einen Schwellwert überschreitet, bewegen sich die Fliehkörperaggregate 10 nach radial außen, d.h. diese Auswärtsbewegung wird von den inneren und äußeren Fliehkörpern 10' und 10'' gemeinsam ausgeführt.

Sobald sich die äußeren Fliehkörper 10'' mit ihren Reibflächen 11 auf die innere Zylinderfläche 8 der Zylindertrommel 7 angelegt haben, können die äußeren Fliehkörper 10'' bei weiterer Erhöhung der Drehzahl keine zusätzliche Bewegung in radialer Auswärtsrichtung ausführen. Vielmehr können sich bei Erhöhung der Drehzahl nur noch die inneren Fliehkörper 10' zusätzlich nach radial außen bewegen, wobei die Rückstellfederaggregate 15 sowie die Elastomerkörper 14 zwischen den Fliehkörpern 10' und 10'' zusätzlich gespannt werden. Durch die zusätzliche Spannung der Elastomerkörper 14 erhöht sich der Druck, mit dem die Reibflächen 11 der äußeren Fliehkörper 10'' auf der inneren Zylinderfläche 8 der Zylindertrommel 7 anliegen.

Wird eine sehr hohe Drehzahl erreicht, so werden sich die inneren Fliehkörper 10' so weit nach radial außen bewegen, daß das Spiel zwischen den Armen der Hebel 22 sowie den zugeordneten Vorsprüngen bzw. Absätzen der inneren und äußeren Fliehkörper 10' und 10'' aufgezehrt wird. Bei noch weiterer Erhöhung der

Drehzahl werden dann die den inneren Fliehkörpern 10' zugeordneten Arme der Hebel 22 von den inneren Fliehkörpern 10' zunehmend belastet, mit der Folge, daß die den äußeren Fliehkörpern 10'' zugeordneten Arme der Hebel 22 die äußeren Fliehkörper 10'' nach radial innen zu drängen suchen. Dadurch wird je nach Verteilung der Massen auf die inneren und äußeren Fliehkörper 10' und 10'' der Andruck der Reibflächen 11 der äußeren Fliehkörper 10'' auf der inneren Zylinderfläche 8 der Zylindertrommel 7 bei weiterem Anstieg der Drehzahl konstant gehalten, abgeschwächt oder nur noch geringfügig verstärkt. Dementsprechend kann das durch die Überbrückungskupplung übertragbare Drehmoment begrenzt bzw. gesteuert werden.

Bei normalem Lastbetrieb, d.h. wenn das Pumpenrad 1 das Turbinenrad 3 antreibt, sucht sich die Zylindertrommel 7 in Fig. 2 in Pfeilrichtung *P* relativ zum Mitnehmerring 9 bzw. den Fliehkörperaggregaten 10 zu drehen. Wenn aufgrund einer entsprechenden Drehzahl die Reibflächen 11 der äußeren Fliehkörper 10'' auf der inneren Zylinderfläche 8 der Zylindertrommel 7 aufliegen, sucht also die Zylindertrommel 7 die Fliehkörperaggregate 10 relativ zum Mitnehmerring 9 in der genannten Pfeilrichtung *P* mitzuschleppen, wobei die äußeren Fliehkörper 10'' sich relativ zu den inneren Fliehkörpern 10' und die inneren Fliehkörper 10' relativ zum Mitnehmerring 9 jeweils in Pfeilrichtung *P* zu verlagern suchen.

Eine entsprechende Beweglichkeit der inneren und äußeren Fliehkörper 10' und 10'' relativ zueinander wird durch die im Vergleich zum Querschnitt der Stifte 12 großen Öffnungen 13 in den inneren Fliehkörpern 10' ermöglicht, wobei die Elastomerkörper 14 eine Rückstellung in die Ausgangs- bzw. Mittellage zu bewirken suchen und die genannten Relativbewegungen weich dämpfen.

Die Beweglichkeit der inneren Fliehkörper 10' relativ zum Mitnehmerring 9 wird durch die im Vergleich zum Querschnitt der Zapfen 19 bzw. Hülsen 20 großen Öffnungen 21 in den inneren Fliehkörpern 10' ermöglicht, wobei die Rückstellfederaggregate 15 auf Scherung beansprucht werden und dementsprechend die jeweils erfolgten Bewegungen zurückzustellen suchen und dämpfend auffangen.

Falls größere Drehmomentstöße bei geschlossener Überbrückungskupplung während des normalen Lastbetriebes auftreten, legen sich die Rampen 21' der Öffnungen 21 auch bei nach radial außen gedrängten inneren Fliehkörpern 10' an die Zapfen 19 bzw. die Hülsen 20 an, wodurch die inneren Fliehkörper 10' zusätzlich nach radial außen gedrängt werden und im Extremfalle die Hebel 22 im Sinne einer Verminderung des Andruckes der Reibflächen 11 der äußeren Fliehkörper 10' auf der Zylinderfläche 8 der Zylindertrommel 7 wirksam werden lassen.

Anders als bei der in Fig. 1 dargestellten Ausführungsform besitzen bei der in den Fig. 2 bis 6 dargestellten Ausführungsform weder die Zylindertrommel 7 noch der Mitnehmerring 9 eine als Pumpenwulst bzw. Turbinenwulst geformte Außenseite. Dies bedeutet, daß noch gesonderte, entsprechende Formteile auf der dem Pumpenrad zugewandten Seite der Zylindertrommel 7 sowie auf der dem Turbinenrad 3 zugewandten Seite des Mitnehmerrings 9 angeordnet bzw. befestigt werden müssen.

Derartiges ist beispielhaft bei den Ausführungsformen der Fig. 7 und 8 dargestellt, vgl. das Turbinenwulstblech 23 in Fig. 7 sowie das Pumpenwulstblech 24 in

Fig. 7 und 8.

Dabei weist die Ausführungsform der Fig. 7 insofern eine Besonderheit auf, als die Zylindertrommel 7 sowie der Mitnehmerring 9 jeweils teilweise als Turbinen- bzw. Pumpenwulst ausgebildet sind.

Dagegen bildet der Mitnehmerring 9 in Fig. 8 wiederum den vollständigen Turbinenring, während die Zylindertrommel 7 nur teilweise den Pumpenwulst bildet.

Soweit die Zylindertrommel 7 bzw. der Mitnehmerring 9 ganz oder teilweise außenseitig als Pumpen- bzw. Turbinenwulst ausgebildet sind, sind die Pumpenschaufeln 2 sowie die Turbinenschaufeln 4 (vgl. auch Fig. 1) unmittelbar mit der Zylindertrommel 7 bzw. mit dem Mitnehmerring 9 verbunden, beispielsweise durch Lötung oder Schweißung.

Im Unterschied zu der in den Fig. 2 bis 6 dargestellten Ausführungsform ist der Mitnehmerring 9 bei den in den Fig. 7 und 8 dargestellten Ausführungsformen aus zwei Teilen zusammengesetzt, wodurch der Zusammenbau und insbesondere die Montage der Fliehkörperaggregate 10 am Mitnehmerring 9 erleichtert werden kann.

Entsprechend den Fig. 5, 7 und 8 können die Zapfen 19 ein Ende mit stufenartig vermindertem Durchmesser aufweisen, wobei dann die zugeordnete Aufnahmebohrung in der einen Stirnseite des Mitnehmerrings 9 einen entsprechend geringen Durchmesser besitzt. Dadurch ist gewährleistet, daß die Zapfen 19 nicht auf dieser Seite des Mitnehmerrings 9 (in den Fig. 5, 7 und 8 die linke Seite) heraustreten können.

Das andere Ende der Zapfen 19 kann durch Verschweißung mit dem Mitnehmerring gesichert sein.

Statt dessen ist es bei Ausbildung des Mitnehmerrings 9 als Turbinenwulst auch möglich, daß die turbinenradseitigen Enden der Zapfen 19 durch eine diese Enden überdeckende Anordnung der Turbinenschaufeln 4 (vgl. Fig. 1) gesichert werden.

Darüber hinaus ist bei der in den Fig. 7 und 8 dargestellten zweiteiligen Bauweise des Mitnehmerrings 9 auch die Möglichkeit gegeben, die Zapfen 19 an beiden Enden mit vermindertem Durchmesser auszubilden und in entsprechend kleine Bohrungen an den Stirnseiten des Mitnehmerrings 9 einzusetzen.

Soweit, beispielsweise bei der in Fig. 5 dargestellten Ausführungsform, ein das turbinenradseitige Ende der Zapfen 19 überdeckendes Turbinenwulstblech angeordnet werden muß, kann dasselbe auch die Sicherung der Zapfen 19 gegen Heraustreten übernehmen.

Wenn die Zylindertrommel 7, wie in Fig. 1, das Pumpenrad 1 bildet und dementsprechend außenseitig als Pumpenwulst geformt ist und die Pumpenschaufeln 2 trägt, reichen das Pumpenrad 1 sowie die Pumpenschaufeln bevorzugt über eine mittlere Radialebene der Überbrückungskupplung — in Fig. 1 nach rechts — hinaus, so daß praktisch die gesamte Außenseite der Zylindertrommel 7 als Pumpenwulst nutzbar ist.

Patentansprüche

1. Fliehkraftbetätigte Überbrückungskupplung für hydrodynamische Drehmomentwandler und Kupplungen mit einem Mitnehmerring, an dem durch Rückstellfederaggregate nach radial innen gedrängte Fliehkörperaggregate radial beweglich angeordnet sind, sowie mit einer Zylindertrommel mit einer den Mitnehmerring bzw. die Fliehkörperaggregate umschließenden inneren Zylinderfläche, auf die sich die Fliehkörperaggregate bei hinrei-

chender Fliehkraft mit an ihnen angeordneten Reibflächen anlegen, **dadurch gekennzeichnet**, daß die Rückstellfederaggregate (15) selbst temperaturabhängig arbeiten, und zwar im Sinne einer bei absinkenden Temperaturen des Hydraulikmediums des Drehmomentwandlers (1 bis 6) bzw. der hydrodynamischen Kupplung progressiv zunehmenden Versteifung.

2. Überbrückungskupplung nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß vom Hydraulikmedium beaufschlagte bzw. damit in wärmeleitender Verbindung stehende Elastomerkörper (17) aus einem sich unterhalb der Soll-Betriebstemperatur des Hydraulikmediums mit sinkender Temperatur progressiv versteifenden Material als Federelemente der Rückstellfederaggregate (15) angeordnet sind.

3. Überbrückungskupplung nach einem der Ansprüche 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, daß als Rückstellfederaggregate (15) Schraubendruckfedern (16) mit von denselben umschlossenen zylindernstabförmigen Elastomerkörpern (17) angeordnet sind, welche bei zunehmender Kompression bzw. Scherbeanspruchung der Rückstellfederaggregate (15) sich mit ihrer Mantelfläche mit zunehmendem Druck an die Innenseite der Schraubendruckfedern anlegen.

4. Überbrückungskupplung nach einem der Ansprüche 1 bis 3, dadurch gekennzeichnet, daß die Fliehkörperaggregate (10) jeweils einen von den Rückstellfederaggregaten (15) nach radial innen beaufschlagten inneren Fliehkörper (10') sowie einen damit formschlüssig mit begrenzter Beweglichkeit in Radialrichtung verbundenen, die Reibflächen (11) aufweisenden äußeren Fliehkörper (10'') besitzen, welcher relativ zum inneren Fliehkörper (10') durch zwischen den Fliehkörpern wirksame Federaggregate (17) nach radial außen gespannt ist, wobei die Federaggregate (17) in ähnlicher Weise wie die Rückstellfederaggregate (15) temperaturabhängig arbeiten bzw. steuerbar sind.

5. Überbrückungskupplung nach Anspruch 4, dadurch gekennzeichnet, daß als Federaggregate zwischen den Fliehkörpern (10', 10'') eines Fliehkörperaggregates (10) vom Hydraulikmedium des Drehmomentwandlers (1 bis 6) bzw. der hydrodynamischen Kupplung beaufschlagte bzw. damit in wärmeleitender Verbindung stehende Elastomerkörper (14) aus einem sich unterhalb der Soll-Betriebstemperatur des Hydraulikmediums mit sinkender Temperatur progressiv versteifendem Material auf Druck eingespannt sind.

6. Überbrückungskupplung nach einem der Ansprüche 4 oder 5, dadurch gekennzeichnet, daß als Federaggregate angeordnete quader- bzw. kissenförmige Elastomerkörper (14) in zwischen den Fliehkörpern (10', 10'') des Fliehkörperaggregates (10) ausgesparten Aufnahmeräumen untergebracht sind, die durch wannenartige Aussparungen am einen Fliehkörper (10'') und gegenüberliegende Querrinnen am anderen Fliehkörper (10') gebildet sind.

7. Überbrückungskupplung nach Anspruch 6, dadurch gekennzeichnet, daß die den jeweils anderen Fliehkörper (10' bzw. 10'') benachbarten Ränder der Seitenflächen von Wanne und Rinne nach auswärts abgerundet sind.

8. Überbrückungskupplung nach einem der Ansprüche 6 oder 7, dadurch gekennzeichnet, daß sich

die Seitenwände der Rinnen und Wannen zum jeweils anderen Fliehkörper (10' bzw. 10'') hin trichterartig erweitern.

9. Überbrückungskupplung nach einem der Ansprüche 4 bis 8, dadurch gekennzeichnet, daß der eine Fliehkörper (10'') den anderen Fliehkörper (10') des jeweiligen Fliehkörperaggregates (10) mit in Axialrichtung der Überbrückungskupplung beabstandeten Wangen od. dgl. überlappt, und daß die Fliehkörper (10', 10'') in Radial- sowie in Umfangsrichtung begrenzt beweglich miteinander durch Stifte (12) od. dgl. verbunden sind, welche in Bohrungen an den Wangen des einen Fliehkörpers (10'') bzw. an einem von den Wangen überlappten Bereich am anderen Fliehkörper (10') spielfrei und in die Bohrungen überdeckende Öffnungen (13) am überlappten Bereich bzw. an den Wangen mit Spiel in Umfangs- sowie Radialrichtung aufgenommen sind.

10. Überbrückungskupplung nach einem der Ansprüche 3 bis 9, dadurch gekennzeichnet, daß die Stirnenden der Rückstellfederaggregate (15) jeweils in napfartigen flachen Vertiefungen an tellerartigen Widerlagerteilen (18', 18'') aufgenommen sind, welche am Mitnehmerring (9) sowie an den Fliehkörperaggregaten (10) befestigt bzw. gehalten sind.

11. Überbrückungskupplung nach Anspruch 10, dadurch gekennzeichnet, daß die fliehkörperseitigen Widerlagerteller (18') jeweils auf in Umfangsrichtung benachbarten Enden zweier Fliehkörperaggregate (10) bzw. zweier innerer Fliehkörper (10') von zwei Fliehkörperaggregaten (10) aufliegen.

12. Überbrückungskupplung nach einem der Ansprüche 10 oder 11, dadurch gekennzeichnet, daß die radial äußeren Widerlagerteller (18'') nach Art eines axialen Steges zwischen zwei die Fliehkörperaggregate (10) stirnseitig überlappenden Stirnflächen des Mitnehmerrings (9) am Außenumfang des Mitnehmerrings (9) bzw. nahe des Außenumfanges befestigt sind, z.B. durch Schweißung.

13. Überbrückungskupplung nach einem der Ansprüche 1 bis 12, dadurch gekennzeichnet, daß die dem Pumpenrad (1) zugewandte Seite der Zylindertrommel (7) unmittelbar mit den Pumpenrad-schaufeln (2) verbunden und schaufelseitig als Ringausschnitt der Mantelfläche eines torusartigen Körpers geformt ist.

14. Überbrückungskupplung nach einem der Ansprüche 1 bis 13, dadurch gekennzeichnet, daß die dem Turbinenrad (3) zugewandte Seite des Mitnehmerrings (9) unmittelbar mit den Turbinenschaufeln (4) verbunden und schaufelseitig als Ringausschnitt der Mantelfläche eines torusartigen Körpers geformt ist.

15. Überbrückungskupplung nach einem der Ansprüche 2 bis 14, dadurch gekennzeichnet, daß das Elastomermaterial aus gegenüber dem Hydraulikmedium bei Betriebstemperatur (bis zu 160°C) beständigen Materialien, wie z.B. Fluorkautschuk (FKM), Acrylatkautschuk (ACM) oder Polyetherelastomeren (GPCO) od. dgl., besteht.

16. Überbrückungskupplung nach einem der Ansprüche 1 bis 15, dadurch gekennzeichnet, daß der Mitnehmerring (9) axial geteilt ist.

17. Überbrückungskupplung nach einem der Ansprüche 1 bis 16, dadurch gekennzeichnet, daß das die Zylindertrommel (7) bildende Pumpenrad (1) in

Axialrichtung über eine mittlere Radialebene der
Überbrückungskupplung hinausreicht (Fig. 1).

Hierzu 4 Seite(n) Zeichnungen

5

10

15

20

25

30

35

40

45

50

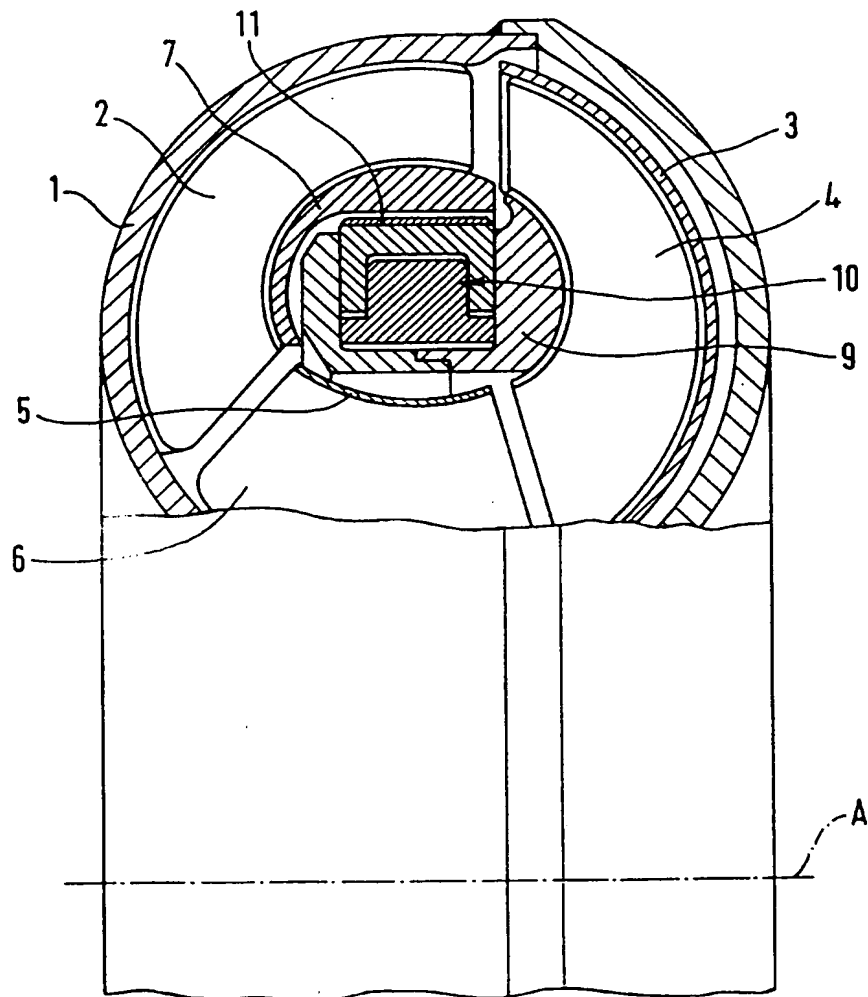
55

60

65

— Leerseite —

Fig. 1



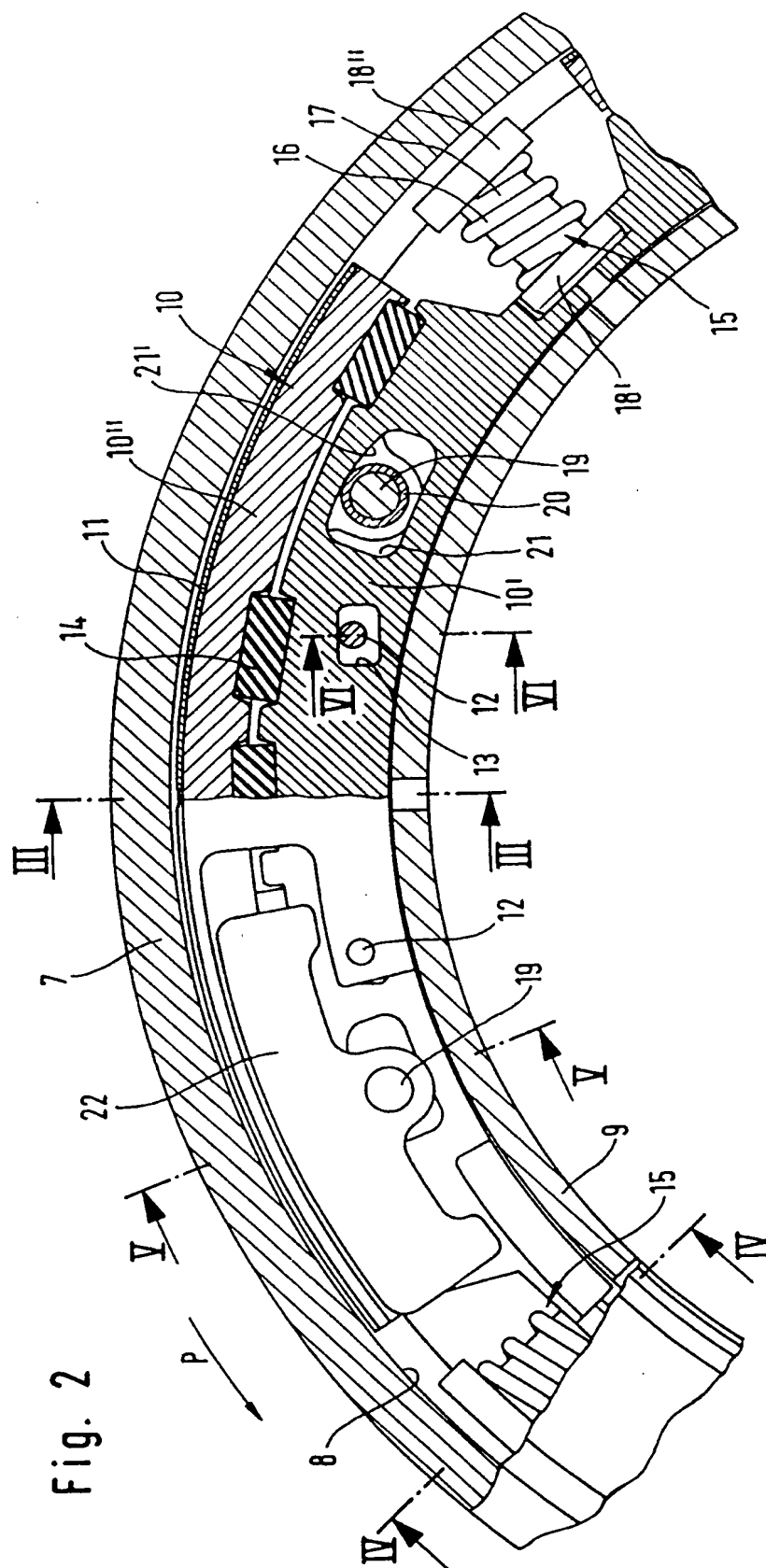


Fig. 3

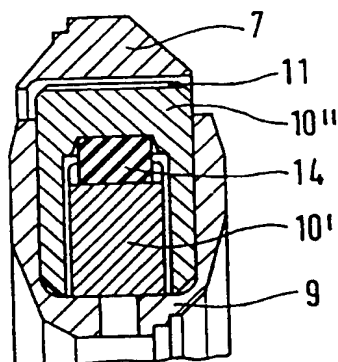


Fig. 4

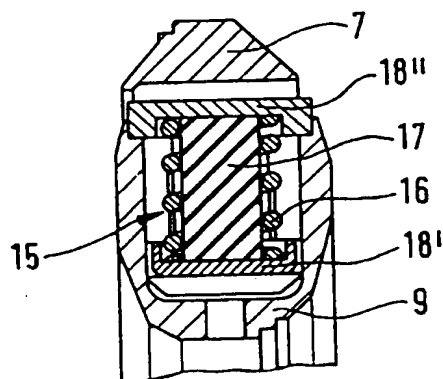


Fig. 5

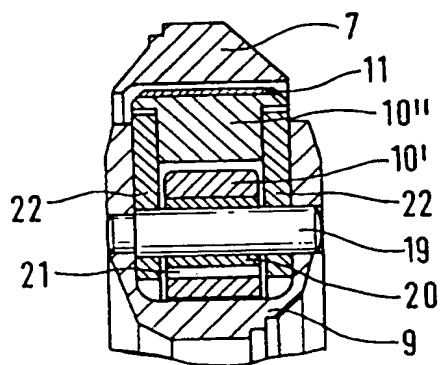


Fig. 6

